

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Parní kotel s regulací teploty páry
vstřikem vlastního kondenzátu
Steam Boiler with Temperature Control of Steam
by own Condensate Injection

Student: Radek Kriho

Vedoucí bakalářské práce: Doc. Ing. Ladislav Vilimec

Ostrava 2012

Zadání bakalářské práce

Student: **Radek Kriho**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3907R009 Provoz energetických zařízení
Téma: **Parní kotel s regulací teploty páry vstřikem vlastního kondenzátu**
Steam Boiler with Temperature Control of Steam by own Condensate Injection

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte rešerši zaměřenou na regulaci teploty páry u parních kotlů.
2. Navrhněte schéma kotle na straně vody a páry.
3. Stanovte tepelnou bilanci, výrobní teplo, účinnost a spotřebu paliva.
4. Stanovte tepelnou bilanci vstřiku a množství vody .
5. Vypracujte teplotní diagram přehříváků.

Seznam doporučené odborné literatury:

www.fs.vsb.cz/euprojekty/414

VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Skripta VŠB TU Ostrava, 2008.

ISBN 978-80-248-1853-5.

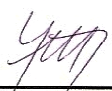
DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Skripta ČVUT Praha, 1999. ISBN 80-01-02035-5.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

..... Kriho
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Útřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21.5.2012

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Radek Kriho

Adresa trvalého pobytu autora práce: Hlučín, Okružní 58, 74801

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

KRIHO, R. *Parní kotel s regulací teploty páry vstřikem vlastního kondenzátu: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2012, 37 s. Vedoucí práce: Vilimec, L.

Má bakalářská práce je zaměřena na parní kotel s regulací teploty páry vstřikem vlastního kondenzátu. Kondenzátor je chlazen napájecí vodou, je umístěn nad parním bubnem a zapojen před ohřívač vody. Je navrženo výpočtové schéma kotle na straně vody a páry a provedena tepelná bilance kotle. Dále je stanovena účinnost kotle a množství přivedeného a spáleného paliva. V další kapitole je vypracován teplotní diagram přehříváků a pomocí tepelné bilance vstřiku stanoveno množství vstřikovaného kondenzátu. Na závěr jsou zhodnoceny výsledky práce. V příloze je vyobrazeno schéma provedení vstřiku.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

KRIHO, R. *Steam Boiler with Temperature Control of Steam by own Condensate Injection: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energetics, 2012, 37 s. Thesis head: Vilimec, L.

My Bachelor thesis is focused on the steam boiler with temperature control by own condensate injection. The condenser is cooled by water supply, located above the steam drum and involved before the water heater. I design the calculation diagram of boiler and define the boiler heat balance. Next in the thesis is calculated the boiler efficiency, an amount of supplied and burned fuel. In the next chapter is developed the superheaters temperature diagram and using the injection heat balance is determined the quantity of injection. At the end I evaluate my thesis results. In the enclosed drawing is shown the design injection scheme.

Obsah

Přehled veličin	8
Výpočtové parametry	11
1. Úvod	12
2. Parní kotel	13
2.1 Roštové kotle	13
2.2 Regulace parních kotlů	14
2.3 Regulace teploty páry	14
2.3.1 Základní způsoby regulace teploty páry	15
2.3.1.1 Regulace na straně spalin.....	15
2.3.1.2 Regulace na straně páry	16
3. Tepelný výkon kotle.....	19
3.1 Výpočet tepelného výkonu kotle	20
4. Stechiometrické výpočty.....	21
4.1 Procentní složení spalin	24
5. Účinnost kotle	25
5.1 Stanovení měrné tepelné kapacity spalin.....	25
5.2 Stanovení účinnosti kotle.....	25
5.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem.....	26
5.2.2 Ztráta chemickým nedopalem.....	27
5.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí.....	27
5.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	28
5.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová).....	29
5.2.6 Účinnost kotle	29
6. Množství paliva	30
6.1 Skutečné množství paliva přivedeného do kotle.....	30
6.2 Množství spáleného paliva.....	30
7. Stanovení tepelné bilance vstříku a jeho množství	31
7.1 Teplotní diagram přehříváků	31
7.2 Bilance vstříku	32

8. Závěr	34
Poděkování	35
Seznam použité literatury	36
Seznam příloh.....	37

Přehled veličin

A^r	[%]	Procento popeloviny v surovém vzorku paliva
C_{pop}	[1]	Podíl spalitelných látek v popílku
C_{str}	[1]	Podíl spalitelných látek ve strusce
O_{2ref}	[%]	Obsah kyslíku pro referenční stav spalin
M_{pal}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Skutečné množství paliva
M_{pv}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství spáleného paliva
Q_i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Výhřevnost paliva
Q_{ci}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Výhřevnost hořlaviny
Q_V	$[kJ \cdot s^{-1}]$	Výrobní teplo
V_{CO_2}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem oxidu uhličitého
V_{H_2O}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem vodní páry ve spalinách
V_{N_2}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem dusíku
V_{O_2}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem kyslíku
V_{O_2min}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Minimální objem spalovacího kyslíku
V_{SO_2}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem oxidu siřičitého
V_{SS}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem suchých spalin
V_{SV}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem vlhkých spalin
V_{SV}^{tsp}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem vlhkých spalin při teplotě spalin
V_{VZS}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Skutečný objem suchého spalovacího vzduchu
V_{VZSmin}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Minimální objem suchého spalovacího vzduchu
V_{VZV}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Skutečný objem vlhkého spalovacího vzduchu
V_{VZVmin}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Minimální objem vlhkého spalovacího vzduchu
X_{pop}	[1]	Podíl popela z celkového množství v nedopalu
X_{str}	[1]	Podíl strusky z celkového množství v nedopalu
Z_C	[1]	Ztráta mechanickým nedopalem
Z_{CO}	[1]	Ztráta chemickým nedopalem
Z_{Cpop}	[1]	Ztráta mechanickým nedopalem v popílku
Z_{Cstr}	[1]	Ztráta mechanickým nedopalem ve strusce
Z_F	[1]	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_{Fpop}	[1]	Ztráta fyzickým teplem v popílku
Z_{Fstr}	[1]	Ztráta fyzickým teplem ve strusce

Z_K	[1]	Ztráta citelným teplem spalín (komínová)
Z_{SV}	[1]	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
c_{pCO_2}	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého
c_{pH_2O}	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita vodní páry
c_{pN_2}	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita dusíku
c_{pO_2}	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita kyslíku
c_{pop}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita popílku
c_{pSO_2}	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita oxidu siřičitého
c_{psp}	$[kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita spalín
c_{str}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita strusky
i_{NV}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie napájecí vody
i_O	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie odluhu
i_{pp}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie přehřáté páry
i_{PR1}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie přehřáté páry za 1. přehřívákem
i_{PR2}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Entalpie přehřáté páry před 2. přehřívákem
$mgCO$	$[mg \cdot m_n^{-3}]$	Emisní limit oxidu uhelnatého
\dot{m}_{NV}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní průtok napájecí vody
\dot{m}_O	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství odluhu
\dot{m}_{pp}	$[t \cdot h^{-1}]$	Hmotnostní průtok přehřáté páry
\dot{m}_{pp1}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní průtok přehřáté páry za 1. přehřívákem
\dot{m}_{vs}	$[kg \cdot s^{-1}]$	Množství vstřikovaného kondenzátu
p_{NV}	[MPa]	Tlak napájecí vody
p_O	[MPa]	Tlak odluhu
p_{pp}	[MPa]	Tlak přehřáté páry
t_{NV}	[°C]	Teplota napájecí vody
t_O	[°C]	Teplota okolí
t_{pop}	[°C]	Teplota popílku
t_{pp}	[°C]	Teplota přehřáté páry
t_{sp}	[°C]	Teplota spalín
t_{str}	[°C]	Teplota strusky
x	[1]	Suchost páry

α	[1]	Součinitel přebytku spalovacího vzduchu
η_k	[%]	Účinnost kotle
σ	[%]	Odluh
ν	[1]	Součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti
ω_{CO_2}	[%]	Koncentrace oxidu uhličitého ve spalinách
ω_{H_2O}	[%]	Koncentrace vody ve spalinách
ω_{N_2}	[%]	Koncentrace dusíku ve spalinách
ω_{O_2}	[%]	Koncentrace kyslíku ve spalinách
ω_{SO_2}	[%]	Koncentrace oxidu siřičitého ve spalinách

Výpočtové parametry

Parní kotel s roštovým ohništěm

Prvkový rozbor černého uhlí (Polsko), surového vzorku „r“

$$C^r = 55,9 \quad [\%]$$

$$H^r = 3,2 \quad [\%]$$

$$S^r = 0,67 \quad [\%]$$

$$N^r = 0,85 \quad [\%]$$

$$O_2^r = 4,38 \quad [\%]$$

$$w^r = 10 \quad [\%]$$

$$A^r = 25 \quad [\%]$$

Výhřevnost černého uhlí: $Q_i^r = 20500 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

Oběh voda/pára

$$\dot{m}_{pp} = 50 \text{ [t} \cdot \text{h}^{-1}] = 13,89 \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$p_{pp} = 3,8 \text{ [MPa]}$$

$$p_{NV} = 4,5 \text{ [MPa]}$$

$$p_o = 4,3 \text{ [MPa]}$$

$$t_{pp} = 450 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$t_{NV} = 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\sigma = 3,5 \text{ [\%]}$$

Teplota spalin za kotlem $t_{sp} = 163 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Teplota okolí $t_o = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Přebytek spalovacího vzduchu $\alpha = 1,38 \text{ [1]}$

Součinitel zvětšení objemu vlivem vlhkosti $\nu = 1,03 \text{ [1]}$

Teplota strusky $t_{str} = 600 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Teplota popílku $t_{pop} = t_{sp} = 163 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Podíl popela z celkového množství v nedopalu $X_{pop} = 0,2 \text{ [\%]}$

Podíl strusky z celkového množství v nedopalu $X_{str} = 0,8 \text{ [\%]}$

Podíl spalitelných látek v popílku $C_{pop} = 0,15 \text{ [1]}$

Podíl spalitelných látek ve strusce $C_{str} = 0,095 \text{ [1]}$

Obsah kyslíku pro referenční stav spalin $O_{2ref} = 6 \text{ [\%]}$

Emisní limit oxidu uhelnatého $mgCO = 150 \text{ [mg} \cdot \text{m}_n^{-3}]$

Výhřevnost hořlaviny $Q_{ci} = 32600 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$

1. Úvod

Odchyly teploty páry jsou s modernějšími elektrárenskými bloky přísnější, a proto je potřeba teplotu přehřáté páry udržovat v předepsaných mezích, a to prostřednictvím regulace neboli řízení. Ve své práci se zabývám jedním ze způsobů regulace teploty přehřáté páry u parních kotlů, konkrétně regulací vstřikem vlastního kondenzátu. Tento způsob regulace v dnešní době přežívá u starších kotlů, které nemají potřebnou kvalitu napájecí vody. Jedná o kotel s roštovým ohništěm spalující černé uhlí dovezené z Polska a produkující 50 t/h páry o tlaku 3,8 MPa a teplotě 450 °C. Pomocí zadaných parametrů stanovím potřebné množství vstřikovaného kondenzátu udržující teplotu páry na výstupu z přehříváku na požadované hodnotě, přičemž vycházím z navrženého teplotního diagramu a z tepelné bilance vstřiku.

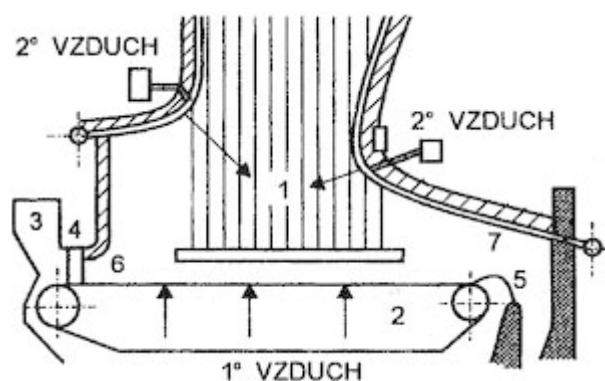
2. Parní kotel

Následující text této kapitoly je zpracován na základě literatury [1] a [2].

Parní kotel je normou definován jako soubor zařízení konstrukčně uspořádaných v jeden celek sloužící k výrobě páry o tlaku vyšším než atmosférickém.

2.1 Roštové kotle

Spalování na roštu je základním a nejjednodušším způsobem spalování tuhých paliv. Na obrázku 2.1 jsou znázorněny hlavní části roštového ohniště. Mezi tyto součásti patří: 1 – ohniště, 2 – rošt, 3 – zásobník paliva, 4 – hradítko, 5 – škvarová výsypka, 6 a 7 – stěny ohniště, přívod primárního a sekundárního vzduchu.



(Obr. 2.1 Hlavní části roštového ohniště) [5]

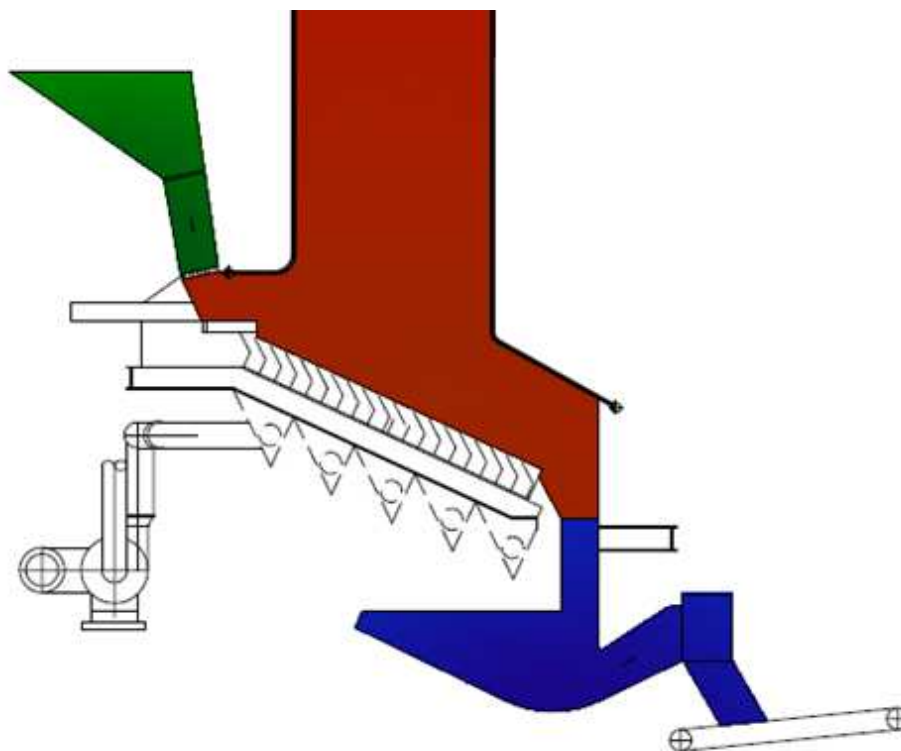
Podle způsobu obsluhy lze rozdělit na dvě základní skupiny, a to na kotle:

- s pevným roštem
- s mechanickým roštem

U kotlů s pevným roštem vyhořívá palivo v prvotní nasypané vrstvě a zbytky po spalování se odstraňují manuálně. Pevné rošty můžeme dále rozdělit na rošty rovinné a stupňové.

Druhou možností jsou kotle s mechanickým roštem. Díky posuvu paliva v ohništi dochází k jeho lepšímu vyhoření než u roštu pásových. Vynášení zbytků po spalování probíhá mechanicky. Základními typy těchto roštů jsou rošty pásové, přesuvné a vratisuvné.

Tyto tři typy mechanických roštů jsou v dnešní době nejpoužívanějšími rošty při spalování tuhých paliv.



(Obr. 2.2 Vratísnový rošt) [3]

2.2 Regulace parních kotlů

U parního kotle, stejně jako u všech ostatních energetických zařízení, je hlavním principem přeměna a přenos energie. Tyto základní procesy se realizují v regulované soustavě. V rámci jednotlivých regulovaných soustav musí dojít k charakteristice veličin, jež popisují stav a průběh procesu. Lze je rozdělit na 3 hlavní celky. Za prvé to jsou veličiny vstupní, které ovlivňují stav a průběh procesu. Ty se dále dělí na akční, mající úmyslný vliv na proces, a poruchové, jež na proces působí nežádavě a většinou negativně. Poruchy mohou být buď vnitřní nebo vnější. Vnitřní představují nežádavé změny akčních veličin a vnějšími poruchami jsou myšleny všechny ostatní změny těch vstupních veličin neuplatňující se jako akční veličiny. Za druhé jsou to stavové veličiny, které jsou uvnitř soustavy. A za třetí to jsou veličiny výstupní. Ty mohou být regulované, tedy řízené, a nebo neregulované.

2.3 Regulace teploty páry

Jak už jsem se zmínil v úvodu, teplotu páry je nutné na výstupu z kotle udržovat na určité hodnotě s předepsanou odchylkou. Ta se se zvyšující teplotou páry snižuje, a proto

je nutné, zvláště u nadkritických bloků, regulovat teplotu páry s přesností nižší než 1%. Přesné hodnoty požadovaných tolerancí teploty páry lze stanovit dle normy ČSN 070010. Mezi základní cíle regulace teploty páry u parního kotle tedy patří jednak udržování jmenovité teploty páry v požadovaných tolerancích a taktéž udržování požadované hodnoty jmenovité teploty páry za kotlem v celém regulačním rozsahu výkonu kotle.

2.3.1 Základní způsoby regulace teploty páry

Regulaci teploty páry můžeme z hlediska způsobu regulace rozdělit na regulaci na straně spalín a regulaci na straně páry. V první možnosti probíhá ohřev páry a to prostřednictvím recirkulace či obtoku spalín a nebo změny polohy plamene. Naopak je to u regulace na straně páry, kdy dochází ke chlazení páry buď použitím výměníku tepla, nebo vstřikem vody či kondenzátu.

2.3.1.1 Regulace na straně spalín

a) Je způsobena změnou poměru tepelného příkonu do výparníku a do přehříváku páry.

V praxi se tento princip realizuje změnou polohy plamene nebo recirkulací spalín.

Regulace teploty páry změnou polohy plamene

Změna polohy plamene se realizuje naklápěním hořáků (vertikálně) nebo vypínáním a zapínáním jednotlivých horních či spodních úrovní hořáků. Regulace změnou polohy plamene není moc rozšířena.

Regulace teploty páry změnou množství recirkulovaných spalín

Regulace pracuje na principu odebírání spalín z konvekčního tahu kotle a jejich následným návratem zpět pomocí recirkulačního ventilátoru. Množství spalín se mění změnou otáček recirkulačního ventilátoru. Lze ale i použít regulační klapky. Tato metoda regulace nezvyšuje komínovou ztrátu, to je jedna z jeho hlavních výhod. Naopak mezi nevýhody spadá to, že její zavedení zvyšuje investiční i provozní náklady, protože komplikuje jak konstrukci kotle, tak jeho provoz. Tuto regulaci je možné spatřit u kotlů větších výkonů.

- b) Je způsobena přenosem části tepla z oblasti přehříváku do oblasti výparníku. Realizuje se obtokem spalin u přehříváku.

Regulace teploty páry obtokem spalin u přehříváku

Při tomto způsobu regulace je spalinový tah kotle rozdělen svislou mezistěnou minimálně na dvě části, přičemž v jedné je situován přehřívák páry. U nás není regulace páry obtokem spalin u přehříváku příliš rozšířena, ale v zahraničí se využívá.

2.3.1.2 Regulace na straně páry

- a) Lze provést přenosem tepla z oblasti přehříváku do oblasti ohříváku vody. Tento princip lze realizovat zařazením výměníku tepla mezi přehřátou páru a napájecí či kotelní vodu.

Regulace teploty páry jejím chlazením v povrchovém výměníku kotelní nebo napájecí vodou

Jedna z nejstarších způsobů regulace teploty páry. Dnes je běžně používaná u malých kotlů. Ke chlazení se již nevyužívá napájecí voda, neboť má na tento způsob regulace několik negativních vlivů. Používá se proto voda kotelní.

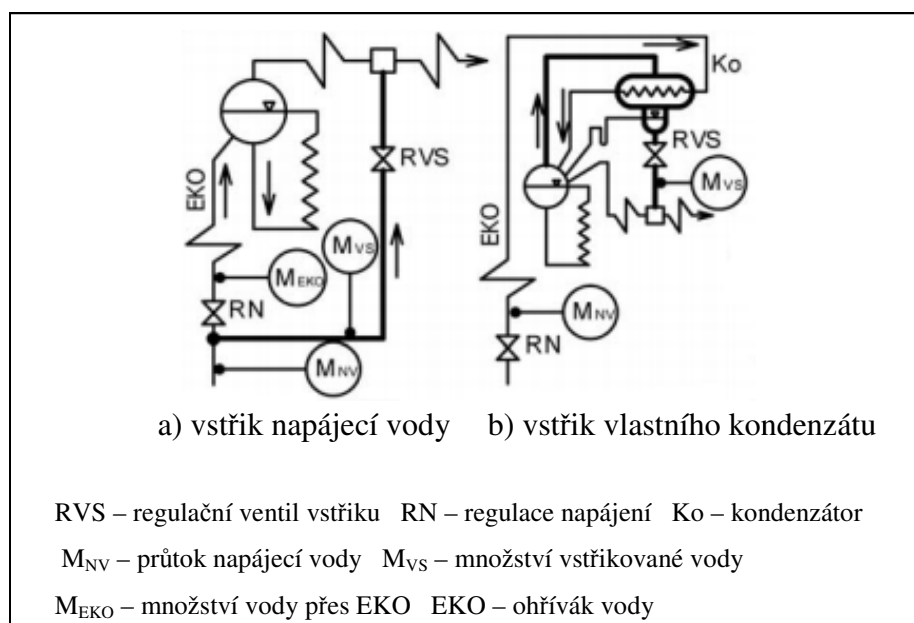
- b) Změnou průtoku vstřikované vody

V dnešní době je tato regulace nejvyužívanější. Pára je chlazená ve směšovacím výměníku, který se nachází přímo ve spojovacím potrubí.

Při tomto způsobu regulace je nezbytné vstřikovat **čistou** vodu. Ta musí splňovat předepsaný limit maximálního povoleného obsahu solí v páře. Toho lze dosáhnout těmito způsoby:

- 1) Vstřikuje se demineralizovaná napájecí voda kotle, odebíraná před vstupem do ohříváku vody. V dnešní době je to nepoužívanější způsob regulace a u velkých kotlů víceméně jediný možný. Schéma provedení tohoto vstřiku je znázorněno na obrázku 2.3a.

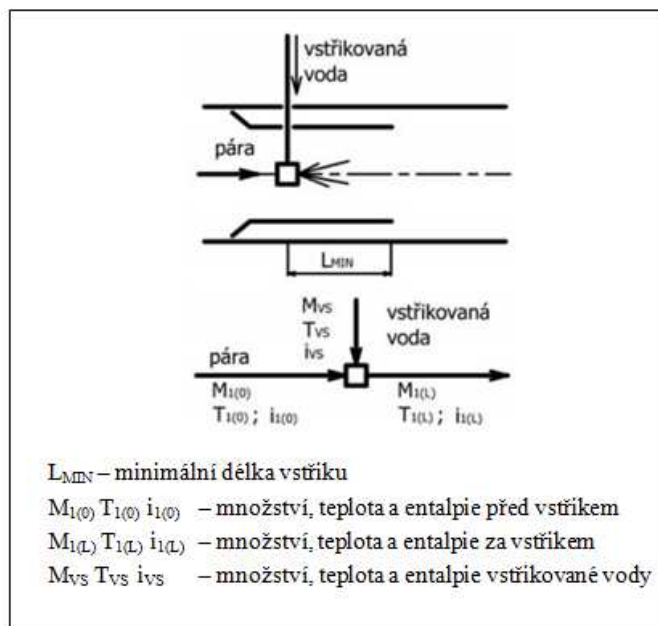
- 2) Minimálně používaná je možnost vstřiku čistého nízkotlakého kondenzátu, jehož doprava se uskutečňuje pomocí vstřikovacího čerpadla. Přítomnost čerpadla je v tomto způsobu značnou nevýhodou.
- 3) Poslední možností je vstřik vlastního kondenzátu. Ten se získá z páry kondenzací napájecí vodou v kondenzátoru. Nadbytečný kondenzát, který se nevyužije při regulaci vstřikem, se z kondenzační nádrže vrací přepadem zpět do parního bubnu. Z tohoto důvodu je kondenzátor umístěn nad parním bubnem. Umístěním kondenzátoru nad místo vstřiku se získá potřebný přetlak pro vstřik kondenzátu a množství vstřikovaného kondenzátu je řízeno pomocí regulačního ventilu vstřiku. Regulací vstřikem vlastního kondenzátu se nemění hmotnostní ani tepelná bilance kotle. Užití této metody regulace je u starších kotlů, kde není potřebná kvalita napájecí vody. Schéma provedení vstřiku lze vidět na obrázku 2.3b.



(Obr. 2.3 Možná zapojení regulace vstřikem) [1]

Aby se zabránilo poruchám vnějšího pláště potrubí v místě vstřiku v důsledku rozdílu teplot vstřikované vody či kondenzátu a přehřáté páry, je místo vstřiku opatřeno tzv. košílkou, kde dochází k rozprášení vstřikované vody či kondenzátu na jemné kapičky. Délka košílky (L_{MIN}) musí být větší než je délka směšovacího výměníku pára/voda potřebného pro odpaření veškeré vody.

Místo vstřiku s košílkou je vyobrazeno na obrázku 2.4.



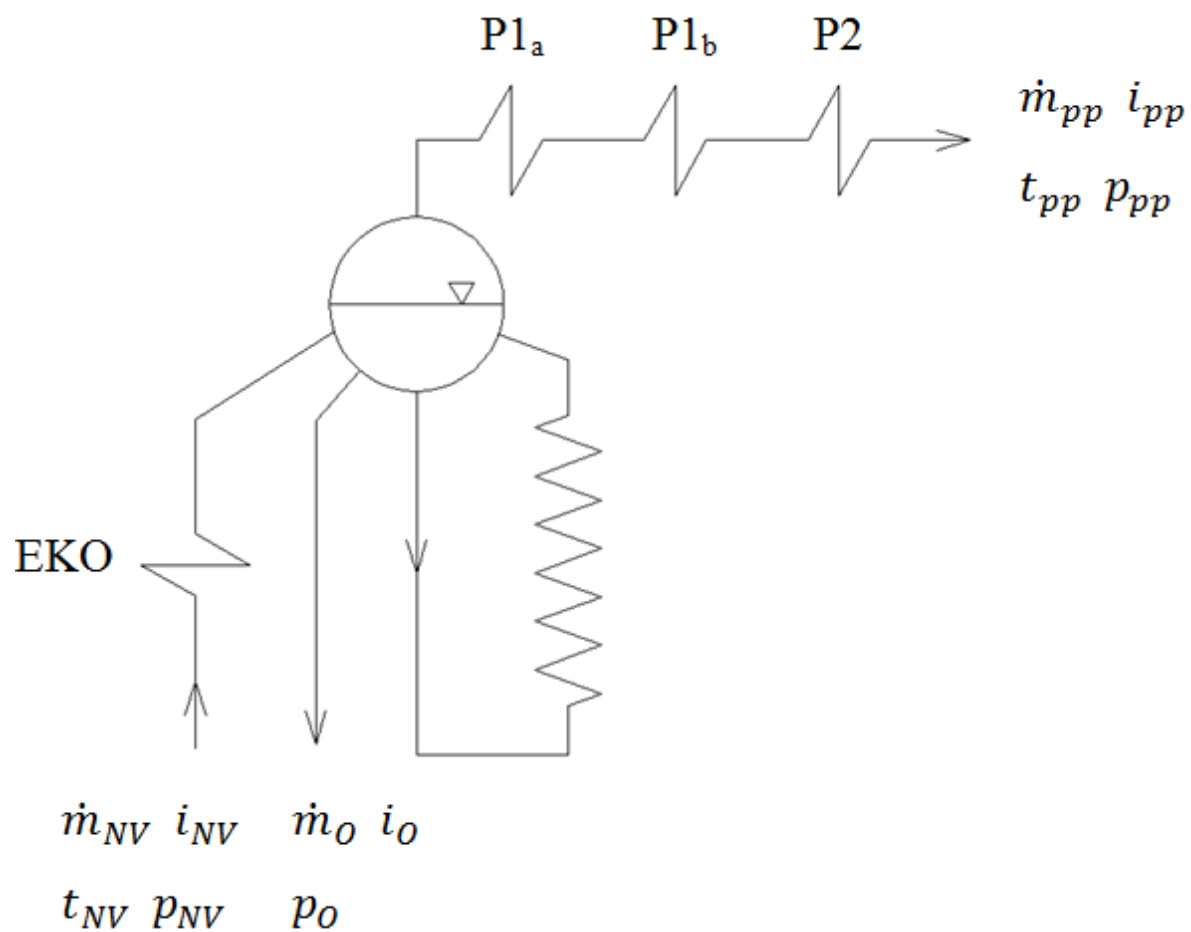
(Obr. 2.4 Regulační vstřík – směšovací výměník) [1]

Regulace vstříkem také má některé nežádoucí účinky, na které se musí brát při jejím použití ohled.

- 1) Se změnou vstříkované vody či kondenzátu se též změní průtok páry přes díly přehříváku řazené za vstříkem. Aby se zachovalo množství páry za kotlem, musí se při zvětšení vstříku o tutéž hodnotu snížit průtok páry přes předcházející díly přehříváku.
- 2) S odběrem vstříkované vody dojde k poklesu průtoku vody vstupujícího do ohříváku vody. Snižuje se tím jeho tepelný výkon a dochází k menšímu ochlazení spalin. Zabezpečení potřebné teploty spalin za kotlem dosáhneme tedy správným přenastavením ohříváku vzduchu.

3. Tepelný výkon kotle

Schéma kotle na straně vody a páry



(Obr 3.1 Schéma kotle s přirozenou cirkulací)

Určení entalpií

Hodnoty entalpií napájecí vody, odluhu a přehřáté páry jsem určil pomocí programu EES

$$i_{NV}(105 \text{ } ^\circ\text{C}; 4,5 \text{ MPa}) = 443,5 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

$$i_O(x = 0; 4,3 \text{ MPa}) = 1109 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

$$i_{pp}(450 \text{ } ^\circ\text{C}; 3,8 \text{ MPa}) = 3334 \text{ [kJ} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

Množství odluhu

$$\dot{m}_O = \dot{m}_{pp} \cdot \frac{\sigma}{100} [kg \cdot s^{-1}] \quad (3.1)$$

$$\dot{m}_O = 13,89 \cdot \frac{3,5}{100}$$

$$\dot{m}_O = 0,48615 [kg \cdot s^{-1}]$$

Množství napájecí vody

$$\dot{m}_{NV} = \dot{m}_{pp} + \dot{m}_O [kg \cdot s^{-1}] \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{NV} = 13,89 + 0,48615$$

$$\dot{m}_{NV} = 14,375 [kg \cdot s^{-1}]$$

3.1 Výpočet tepelného výkonu kotle

$$Q_V = \dot{m}_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{NV}) + \dot{m}_O \cdot (i_O - i_{NV}) [kJ \cdot s^{-1}] \quad (3.3)$$

$$Q_V = 13,89 \cdot (3334 - 443,5) + 0,48615 \cdot (1109 - 443,5) = 40472,6 [kJ \cdot s^{-1}]$$

$$Q_V = 40,47 [MJ \cdot s^{-1}]$$

4. Stechiometrické výpočty

Následující text a výpočty jsou zpracovány dle literatury [4].

Jejich záměrem je stanovení objemu vzduchu potřebného pro spalování jednotkového množství paliva a objemu spalin vznikajících při spalování. Na základě průběhu spalování rozlišujeme spalování na dokonalé a nedokonalé.

Ve své práci vycházím z dokonalého spalování, ve kterém se předpokládá dokonalé spálení veškeré hořlaviny obsažené v palivu, k tomu dochází při přebytku vzduchu větším než 1.

Při výpočtech se uvažuje ze složení paliva v hmotnostních podílech. Vypočtené objemy jsou vyjádřeny v m^3_N (normálních metrech krychlových pro $T_n = 273 \text{ K}$, $p_n = 101,325 \text{ kPa}$) na 1 kg spáleného paliva.

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.1)$$

$$V_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,559}{12,01} + \frac{0,032}{4,032} + \frac{0,0067}{32,06} - \frac{0,0438}{32} \right)$$

$$V_{O_2min} = 1,1939 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{VZSmin} = \frac{V_{O_2min}}{0,21} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.2)$$

$$V_{VZSmin} = \frac{1,1939}{0,21}$$

$$V_{VZSmin} = 5,6852 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$V_{VZVmin} = v \cdot V_{VZSmin} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.3)$$

$$V_{VZVmin} = 1,03 \cdot 5,6852$$

$$V_{VZVmin} = 5,8558 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Skutečný objem suchého spalovacího vzduchu

$$V_{VZS} = \alpha \cdot V_{VZSmin} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.4)$$

$$V_{VZS} = 1,38 \cdot 5,6852$$

$$V_{VZS} = 7,8456 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Skutečný objem vlhkého spalovacího vzduchu

$$V_{VZV} = v \cdot V_{VZS} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.5)$$

$$V_{VZV} = 1,03 \cdot 7,8456$$

$$V_{VZV} = 8,081 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem oxidu uhličitého

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.6)$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,559$$

$$V_{CO_2} = 1,0361 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem oxidu siřičitého

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.7)$$

$$V_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0067$$

$$V_{SO_2} = 0,0046 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem dusíku

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,79 \cdot V_{VZS} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.8)$$

$$V_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0085 + 0,79 \cdot 7,8456$$

$$V_{N_2} = 6,2048 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem kyslíku

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_{VZSmin} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.9)$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot (1,38 - 1) \cdot 5,6852$$

$$V_{O_2} = 0,4537 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem suchých spalin

$$V_{SS} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{O_2} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.10)$$

$$V_{SS} = 1,0361 + 0,0046 + 6,2048 + 0,4537$$

$$V_{SS} = 7,6992 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem vodní páry

$$V_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + (v - 1) \cdot V_{VZS} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.11)$$

$$V_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,032 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,1 + (1,03 - 1) \cdot 7,8456$$

$$V_{H_2O} = 0,7153 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem vlhkých spalin z 1 kg paliva

$$V_{SV} = V_{SS} + V_{H_2O} [m_N^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.12)$$

$$V_{SV} = 7,6992 + 0,7153$$

$$V_{SV} = 8,4145 [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem vlhkých spalin z 1 kg paliva při teplotě spalin $t_{sp} = 163^\circ\text{C}$

$$V_{SV}^{t_{sp}} = V_{SV} \cdot \frac{273+t_{sp}}{273} [m^3 \cdot kg^{-1}] \quad (4.13)$$

$$V_{SV}^{t_{sp}} = 8,4145 \cdot \frac{273+163}{273}$$

$$V_{SV}^{t_{sp}} = 13,4385 [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

4.1 Procentní složení spalín

$$\omega_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{SV}} \cdot 100 = \frac{1,0361}{8,4145} \cdot 100 = 12,3133 \text{ [%]} \quad (4.14)$$

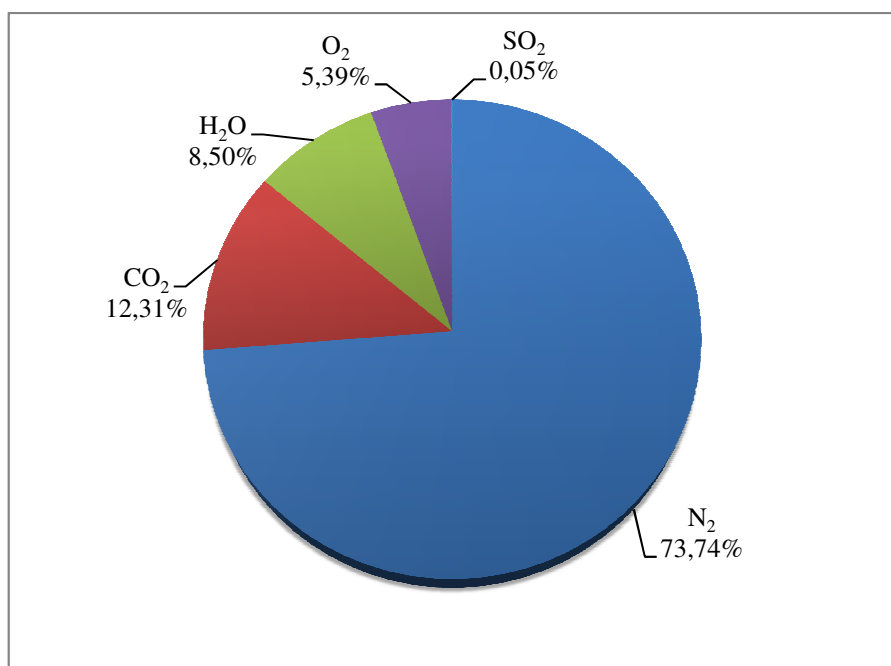
$$\omega_{SO_2} = \frac{V_{SO_2}}{V_{SV}} \cdot 100 = \frac{0,0046}{8,4145} \cdot 100 = 0,0547 \text{ [%]} \quad (4.15)$$

$$\omega_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V_{SV}} \cdot 100 = \frac{6,2048}{8,4145} \cdot 100 = 73,7394 \text{ [%]} \quad (4.16)$$

$$\omega_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_{SV}} \cdot 100 = \frac{0,4537}{8,4145} \cdot 100 = 5,3919 \text{ [%]} \quad (4.17)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{SV}} \cdot 100 = \frac{0,7153}{8,4145} \cdot 100 = 8,5008 \text{ [%]} \quad (4.18)$$

$$\sum \omega = 100 \text{ [%]}$$



(Graf 4.1 Objemové složení spalín)

5. Účinnost kotle

5.1 Stanovení měrné tepelné kapacity spalin

Ke stanovení měrných tepelných kapacit jednotlivých složek spalin jsem použil tabulku 4-9 z literatury [4]. K přesnějšímu výpočtu jsem pro teplotu spalin 163 °C použil interpolační metodu.

$$c_{pCO_2} = \frac{1,7863-1,6996}{200-100} \cdot (163 - 100) + 1,6996 = 1,7542 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{pSO_2} = \frac{1,9427-1,8631}{200-100} \cdot (163 - 100) + 1,8631 = 1,9132 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{pN_2} = \frac{1,2994-1,2951}{200-100} \cdot (163 - 100) + 1,2951 = 1,2978 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{pO_2} = \frac{1,3372-1,3193}{200-100} \cdot (163 - 100) + 1,3193 = 1,3306 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{pH_2O} = \frac{1,5227-1,5062}{200-100} \cdot (163 - 100) + 1,5062 = 1,5166 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$c_{p_{sp}} = c_{pCO_2} \cdot \omega_{CO_2} + c_{pSO_2} \cdot \omega_{SO_2} + c_{pN_2} \cdot \omega_{N_2} + c_{pO_2} \cdot \omega_{O_2} + c_{pH_2O} \cdot \omega_{H_2O} \quad (5.1)$$

$$c_{p_{sp}} = 1,7542 \cdot 0,12313 + 1,9132 \cdot 0,000547 + 1,2978 \cdot 0,7374 + \\ + 1,3306 \cdot 0,05392 + 1,5166 \cdot 0,085$$

$$c_{p_{sp}} = 1,3747 [kJ \cdot m^{-3} \cdot K^{-1}]$$

5.2 Stanovení účinnosti kotle

Účinnosti kotle lze stanovit dvěma způsoby:

- Přímou metodou: Tato metoda se používá v případě, kdy lze přesně stanovit množství přivedeného paliva a jeho výhřevnost. Nelze tedy použít při stanovení účinnosti kotle na tuhá paliva.

$$\text{Vzorec pro výpočet účinnosti přímou metodou: } \eta = \frac{\text{vyrobené teplo}}{\text{přivedené teplo}} \cdot 100 [\%]$$

- Nepřímou metodou: Princip této metody je založen na součtu všech tepelných ztrát kotle, které jsou poté odečteny od celku.

$$\text{Vzorec pro výpočet účinnosti nepřímou metodou: } \eta = 100 - \sum Z_i [\%]$$

Ve své práci stanovuji účinnost kotle nepřímou metodou.

Veličiny použité v této kapitole

A^r	[%]	Procento popeloviny v surovém vzorku paliva
C_{pop}	[1]	Podíl spalitelných látek v popílku
C_{str}	[1]	Podíl spalitelných látek ve strusce
O_{2ref}	[%]	Obsah kyslíku pro referenční stav spalin
Q_i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Výhřevnost paliva
Q_{ci}	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	Výhřevnost hořlaviny
V_{SV}^{tsp}	$[m_n^3 \cdot kg^{-1}]$	Objem vlhkých spalin při teplotě spalin
X_{pop}	[1]	Podíl popela z celkového množství v nedopalu
X_{str}	[1]	Podíl strusky z celkového množství v nedopalu
c_{pop}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita popílku
c_{psp}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita spalin
c_{str}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita strusky
$mgCO$	$[mg \cdot m_n^{-3}]$	Emisní limit oxidu uhelnatého
t_{sp}	$[^{\circ}C]$	Teplota spalin
t_o	$[^{\circ}C]$	Teplota okolí

Po dohodě s vedoucím zanedbávám podíl propadu z celkového množství v nedopalu z důvodu zjednodušení a zkrácení výpočtů. Nedopal tedy rozdělují pouze na popílek a strusku.

5.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích

Ztráta mechanickým nedopalem ve strusce

$$Z_{Cstr} = \frac{C_{str}}{1-C_{str}} \cdot X_{str} \cdot \frac{A^r}{Q_i} \cdot Q_{ci} \quad [1] \quad (5.2)$$

$$Z_{Cstr} = \frac{0,095}{1-0,095} \cdot 0,8 \cdot \frac{0,25}{20500} \cdot 32600$$

$$Z_{Cstr} = 0,0334 \quad [1]$$

Ztráta mechanickým nedopalem v popílku

$$Z_{Cpop} = \frac{c_{pop}}{1-c_{pop}} \cdot X_{pop} \cdot \frac{A^r}{Q_i} \cdot Q_{ci} [1] \quad (5.3)$$

$$Z_{Cpop} = \frac{0,15}{1-0,15} \cdot 0,2 \cdot \frac{0,25}{20500} \cdot 32600$$

$$Z_{Cpop} = 0,014 [1]$$

Celková ztráta mechanickým nedopalem

$$Z_C = Z_{Cstr} + Z_{Cpop} [1] \quad (5.4)$$

$$Z_C = 0,0334 + 0,014 = 0,0474 [1]$$

5.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Vyjadřuje teplo ztracené důsledkem přítomnosti nespálených plynů ve spalínách. Při návrhu nového zařízení lze tuto ztrátu zanedbat nebo její maximální možnou velikost vypočíst z emisního limitu CO pro dané zařízení.

emisní limit CO: $mgCO = 150 [mg \cdot m_n^{-3}]$

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot V_{ss}}{(21 - O_{2ref}) \cdot Q_i} [1] \quad (5.5)$$

$$Z_{CO} = \frac{0,2116 \cdot 150 \cdot 7,6992}{(21-6) \cdot 20500} = 0,0008 [1]$$

5.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Tato ztráta představuje množství tepla, které uniká pláštěm kotle do okolí. Celková hodnota této ztráty závisí na způsobu oplechování, kvalitě izolace stěn, výkonu kotle a velikosti povrchu. Pro předběžný odhad se místo velikosti povrchu kotle určuje ztráta pomocí jmenovitého parního výkonu.

Ztrátu sáláním tedy stanovím z obrázku 5-1 znázorněného na straně 66 literatury [4]. Pro parní výkon $50 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$ a při zvolení hliníkového nátěru oplechování vychází ztráta sáláním a vedením tepla do okolí:

$$Z_{SV} = 0,9 [1]$$

5.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztráta fyzickým teplem ve strusce

$$c_{str} = 0,712 + 0,502 \cdot t_{str} \cdot 10^{-3} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (5.6)$$

$$c_{str} = 0,712 + 0,502 \cdot 600 \cdot 10^{-3}$$

$$c_{str} = 1,0132 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$Z_{Fstr} = \frac{X_{str}}{1-c_{str}} \cdot \frac{A^r}{Q_i} \cdot c_{str} \cdot t_{str} [1] \quad (5.7)$$

$$Z_{Fstr} = \frac{0,8}{1-0,095} \cdot \frac{0,25}{20500} \cdot 1,0132 \cdot 600$$

$$Z_{Fstr} = 0,00655 [1]$$

Ztráta fyzickým teplem v popílku

$$t_{pop} = t_{sp}$$

$$c_{pop} = 0,712 + 0,502 \cdot t_{pop} \cdot 10^{-3} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (5.8)$$

$$c_{pop} = 0,712 + 0,502 \cdot 163 \cdot 10^{-3}$$

$$c_{pop} = 0,7938 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$$

$$Z_{Fpop} = \frac{X_{pop}}{1-c_{pop}} \cdot \frac{A^r}{Q_i} \cdot c_{pop} \cdot t_{pop} [1] \quad (5.9)$$

$$Z_{Fpop} = \frac{0,2}{1-0,15} \cdot \frac{0,25}{20500} \cdot 0,7938 \cdot 163$$

$$Z_{Fpop} = 0,00037 [1]$$

Celková ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

$$Z_F = Z_{Fstr} + Z_{Fpop} [1] \quad (5.10)$$

$$Z_F = 0,00655 + 0,00037 = 0,00692 [1]$$

5.2.5 Ztráta citelným teplem spalin (komínová)

Představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech

$$Z_K = (1 - Z_C) \cdot \frac{V_{SV}^{t_{sp}} \cdot c_{psp} \cdot (t_{sp} - t_o)}{Q_i} [1] \quad (5.11)$$

$$Z_K = (1 - 0,0474) \cdot \frac{13,4385 \cdot 1,3747 \cdot (163 - 25)}{20500}$$

$$Z_K = 0,11847 [1]$$

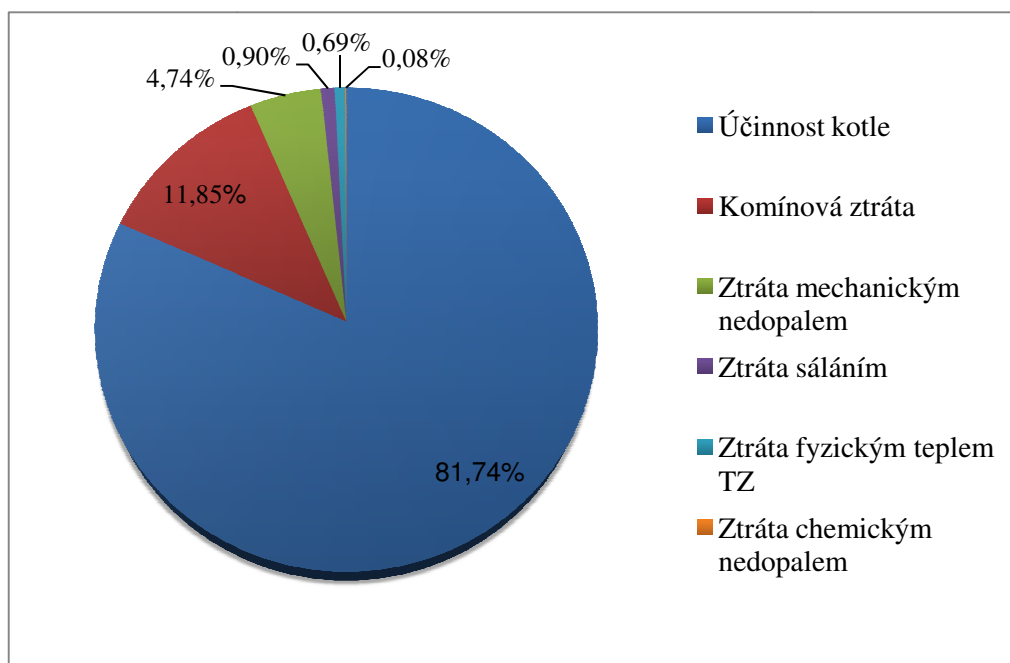
Kde hodnota Z_C je z rovnice (5.4), $V_{SV}^{t_{sp}}$ z rovnice (4.13) a c_{psp} z rovnice (5.1).

5.2.6 Účinnost kotle

$$\eta_k = (1 - Z_C - Z_{CO} - Z_{SV} - Z_F - Z_K) \cdot 100 [\%] \quad (5.12)$$

$$\eta_k = (1 - 0,0474 - 0,0008 - 0,009 - 0,00692 - 0,11847) \cdot 100$$

$$\eta_k = 81,74 [\%]$$



(Graf 5.1 Přehled tepelných ztrát a účinnost kotle)

6. Množství paliva

6.1 Skutečné množství paliva přivedeného do kotle

$$M_{pal} = \frac{Q_V}{Q_i \cdot \eta_k} [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.1)$$

$$M_{pal} = \frac{40,47}{20,5 \cdot 0,8174} = 2,415 [kg \cdot s^{-1}]$$

$$M_{pal} = 8,695 [t \cdot h^{-1}]$$

6.2 Množství spáleného paliva

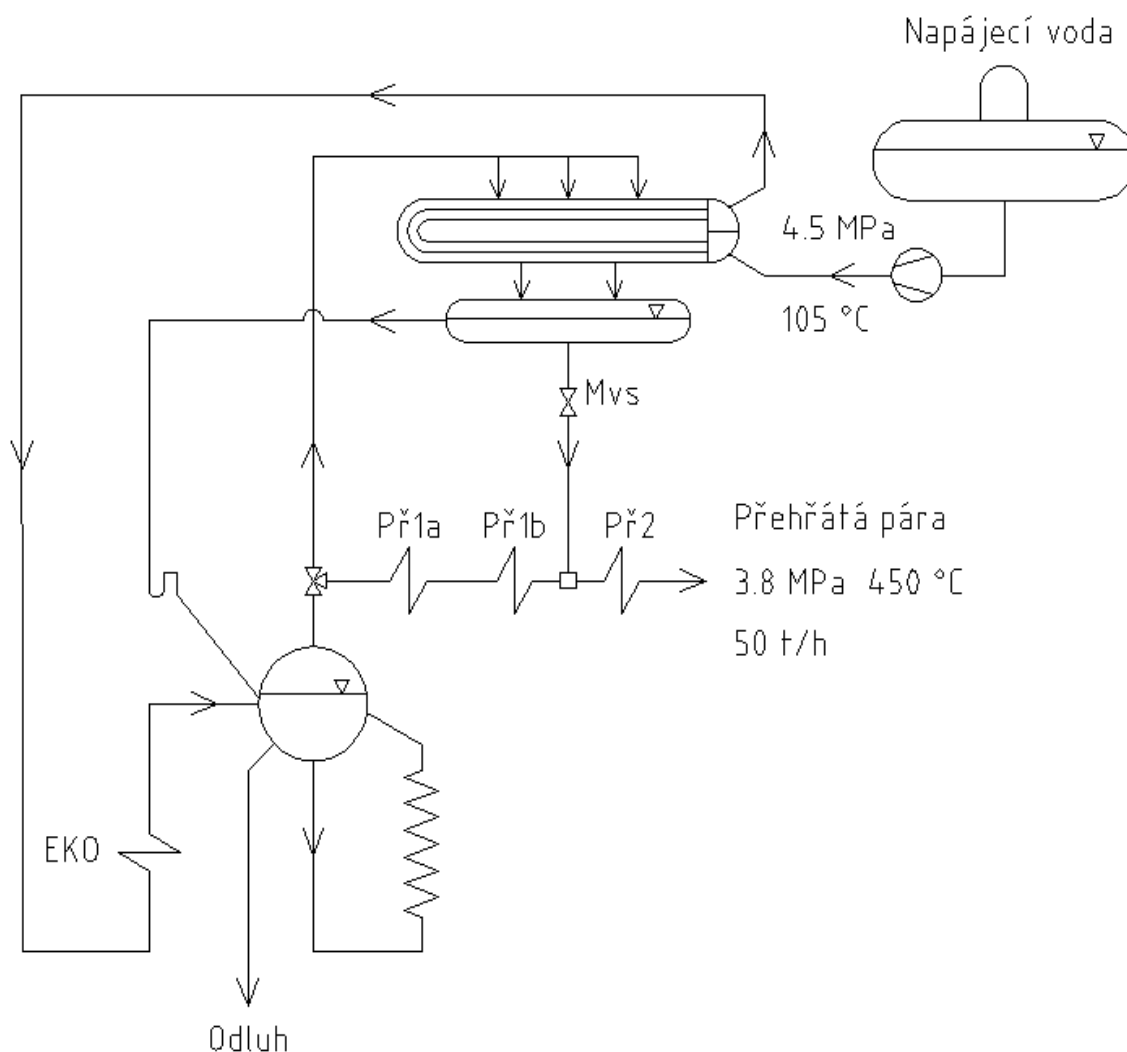
$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) [kg \cdot s^{-1}] \quad (6.2)$$

$$M_{pv} = 2,415 \cdot (1 - 0,0474) = 2,3 [kg \cdot s^{-1}]$$

$$M_{pv} = 8,282 [t \cdot h^{-1}]$$

7. Stanovení tepelné bilance vstříku a jeho množství

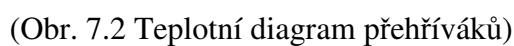
Na obrázku 7.1. je navrženo schéma provedení vstříku.



(Obr. 7.1 Schéma provedení vstříku)

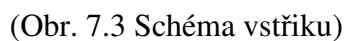
7.1 Teplotní diagram přehříváků

Po konzultaci s vedoucím jsem navrhl teplotní diagram přehříváků, na kterém jsou znázorněny teploty na vstupech a výstupech z přehříváků a také snížení teploty v důsledku provedení vstříku. Tlaková ztráta je stanovena od výstupu páry z parního bubnu do výstupu páry z přehříváku na 0,5 [MPa].



Hodnoty entalpií vstřikovaného kondenzátu a přehřáté páry před a po vstřiku jsem určil pomocí programu EES.

$$i_{vs}(x = 0; 4,3 \text{ MPa}) = 1109 [kJ \cdot kg^{-1}]$$



Výpočet množství vstřikovaného kondenzátu vychází z dvou bilančních rovnic o dvou neznámých.

$$\dot{m}_{pp1} \cdot i_{PR1} + \dot{m}_{vs} \cdot i_{vs} = \dot{m}_{pp} \cdot i_{PR2} \quad (7.1)$$

$$\dot{m}_{pp1} + \dot{m}_{vs} = \dot{m}_{pp} \quad (7.2)$$

$$\dot{m}_{pp1} \cdot 3272 + \dot{m}_{vs} \cdot 1109 = 13,89 \cdot 3058$$

$$\dot{m}_{pp1} + \dot{m}_{vs} = 13,89$$

Množství přehřáté páry přivedené do místa vstřiku

$$\dot{m}_{pp1} = 12,516 [kg \cdot s^{-1}]$$

Množství vstřiku

$$\dot{m}_{vs} = 1,374 [kg \cdot s^{-1}]$$

8. Závěr

Cílem práce bylo navrhnout regulaci teploty páry vstřikem vlastního kondenzátu. Tento typ regulace se vyskytuje u starších kotlů, kde nelze provádět regulaci vstřikem napájecí vody z důvodu její nedostatečné kvality.

Pomocí celkové tepelné bilance kotle jsem spočítal tepelný výkon kotle nabývajících hodnoty 40,47 [MW]. V následující kapitole jsem provedl stechiometrické výpočty, ve kterých jsem stanovil množství a složení spalin za kotlem při spalování s přebytkem vzduchu 1,38 [1]. Největší procentní podíl ve spalinách má dusík 73,74 [%], následuje oxid uhličitý 12,31 [%], vodní pára 8,50 [%], kyslík 5,39 [%] a nakonec velmi malé procento oxidu siřičitého 0,05 [%]. Zadaný kotel, produkující 50 [t·h⁻¹] páry o tlaku 3,8 [MPa] a teploty páry 450 [°C], dosahuje při teplotě spalin 163 [°C] účinnosti 81,74 [%]. Největší tepelnou ztrátu představuje ztráta komínová, 11,85 [%]. Skutečné množství paliva přivedeného do kotle je 8,695 [t·h⁻¹]. V důsledku mechanického nedopalu činí množství spáleného paliva 8,282 [t·h⁻¹]. Kondenzát by byl nastaven na vstřik 1,374 [kg·s⁻¹]. Vzhledem k parametrům zadaného paliva je předpokládáný rosný bod spalin 105 [°C], takže není zapotřebí provést opatření z hlediska nízkoteplotní koroze.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce, doc. Ing. Ladislavu Vilimcovi, za jeho čas, odbornou pomoc a cenné rady při zpracování mé bakalářské práce.

V Ostravě 21.5. 2012

.....
podpis

Seznam použité literatury

- [1] VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Skripta VŠB – TU Ostrava, 2008, 224 s. ISBN 978-80-248-1853-5.
- [2] VILIMEC, L. *Stavba kotlů I.*, Skripta VŠB – TU Ostrava, 2002, 116s.
- [3] VILIMEC, L. *Kotle a energetická zařízení 2012*, Konference hotel Voroněž I. Brno, 19.3. – 21.3. 2012.
- [4] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalínových výměníků*. Skripta ČVUT Praha, 2002, 212 s.
- [5] Zdroje tepla: Kotle na tuhá paliva. [online]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/zdroje-tepla/8438-kotle-2-cast>

Seznam příloh

Příloha č. 1: Schéma provedení vstříku